

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Inovované řešení mechanismu pohonné jednotky pro teleskopický sloup zdravotnických zařízení

*Innovated Solution for the Drive Mechanism for the Telescopic Column
of Medical Devices*

Student:

Daniel Kubesa

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Lukáš Jančar

Ostrava: 20.5.2019

Zadání bakalářské práce

Student: **Daniel Kubesa**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Inovované řešení mechanismu pohonné jednotky pro teleskopický sloup
zdravotnických zařízení**
**Innovated Solution for the Drive Mechanism for the Telescopic Column
of Medical Devices**
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhněte inovované řešení mechanismu pohonné jednotky pro teleskopický sloup zdravotnických zařízení. Stávající pohon, využívající třech motorů Linak, nahraďte vlastním řešením s jedním motorem a jedním zdvihacím mechanismem. Vnější teleskopický obal nesmí svými zástavbovými rozměry překročit rozměry stávajícího řešení.

Parametry zadání:

1. Zdvih sloupové jednotky 450 mm
2. Minimální zástavbová výška 421 mm
3. Půdorysný rozměr zástavby maximálně do stávajících Al profilů (340x305mm)
4. Maximální osová síla při pohybu $F = 5050$ N
5. Rychlost zvedání sloupu při plně zatíženém stavu minimálně 11 mm/s.

Seznam doporučené odborné literatury:

KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů: Části pohonů strojů* 1. vyd. Ostrava: VŠB - TU Ostrava, 2012, 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.

KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů: Části spojovací* 1. vyd. Ostrava: VŠB - TU Ostrava, 2007, 90 s. ISBN 978-80-248-1290-8.

SHIGLEY, J., E., MISCHKE, CH., R., BUDYNAS, R., G. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTUM, 2010. 1186 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

DILLINGER, J. et al *Moderní strojírenství pro školu i praxi*. Praha: EUROPA - SOBOTÁLES cz., 2007, 608 s. ISBN 978-80-86706-19-1

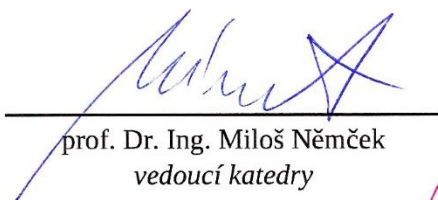
MORAVEC, V., HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005. 72 s. ISBN 80-148-0878-1.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Lukáš Jančar**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V práci jsem použil interní údaje společnosti BORCAD Medical a.s..

V Ostravě dne 20.5.2019

.....


Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou*) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou*) práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské*) práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на вѣдомі, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato bakalářská*) práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne20.5.2019.....



.....
Podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Daniel Kubesa

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Zámecká 14, 747 61 Raduň

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

KUBESA, D.: *Inovované řešení mechanismu pohonné jednotky pro teleskopický sloup zdravotnických zařízení*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů – 347, 2019. 42 s. Vedoucí: JANČAR, L.

Bakalářská práce se zabývá inovovaným řešením mechanismu pohonné jednotky pro teleskopický sloup porodních zařízení. V úvodu práce je popsáno dosavadní řešení a představeno 5 možných typů zvedacích mechanismů, jejich výhod a nevýhod. V další části jsou popsány jednotlivé hlavní prvky inovovaného řešení. Výpočtová část se zabývá kinematickými poměry na šroubu, dále jsou zkontrolovány vysouvací profily a úchyty řetězu včetně svarů. V poslední řadě je navrženo ložisko pod pohybovým šroubem a ložisko v řetězovém kole. Součástí práce je výkres sestavy vnitřního sloupu a svařenec vnějšího profilu včetně výrobních výkresů.

Klíčová slova: sloup, teleskopický, zvedací, pohon

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

KUBESA, D.: *Innovated Solution for the Drive Mechanism for the Telescopic Column of Medical Devices*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms – 347, 2019. 42 p. Thesis head: JANČAR, L.

This bachelor thesis deals with an innovated solution for the drive mechanism for the telescopic column of medical devices. The introduction of this thesis provides a current solution and five possible types of lifting mechanisms, including their advantages and disadvantages. Furthermore, main parts of the innovated solution are described. Calculation part deals with the kinematic equations of motion affecting bolts. In the calculation part, welds, including chain fixtures and lifting elements, are also checked. Bearings are designed in the last part of the calculation part. Assembly drawing and welding drawing, as well as working drawing of external element, are included in this thesis.

Key words: column, telescopic, lifting, drive

Obsah

Seznam použitého značení	8
1. Úvod	11
1.1 Cíle práce	11
1.2 Dosavadní řešení zvedacího mechanismu lůžka Ave 2	11
2. Typy zvedacích mechanismů	14
2.1 Zvedací mechanismus ozubenými koly a ozubenými hřebeny	14
2.2 Zvedací mechanismus využívající tekutinový válec	14
2.3 Zvedací mechanismus klínovým řemenem	15
2.4 Zvedací mechanismus kolem se spirálou	16
2.5 Vysouvání pomocí řetězu	17
3. Princip zvedání	18
4. Popis a funkce dílů	19
4.1 Pohonná jednotka	19
4.2 Pohybový šroub a matice	20
4.3 Primární sloup, vedení	21
4.4 Řetěz	22
4.5 Sekundární sloup	22
5. Výpočtová část	24
5.1 Kinematika na šroubu	24
5.2 Pevnostní kontrola šroubu, výpočet výšky matice	26
5.3 Čep řetězky	28
5.4 Úchyt matice – profil	29
5.5 Vzpěr vnějšího profilu	31
5.6 Vzpěr vnitřního profilu	32
5.7 Radiální ložisko v řetězce	33
5.8 Kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem	34
5.9 Přenos kroutícího momentu	35
6. Závěr	38
7. Literatura	39
Seznam příloh	41

Seznam použitého značení

a	Délka	[mm]
a_{svar}	Charakteristický rozměr svaru	[mm]
C	Dynamická únosnost	[kN]
C_0	Statická únosnost	[kN]
D_1	Vnitřní průměr matice	[mm]
d	Roztečný průměr ozubeného kola	[mm]
d_2	Střední průměr závitu	[mm]
d_3	Malý průměr závitu	[mm]
D_p	Roztečný průměr řetězky	[mm]
D_{roz}	Roztečný průměr šroubů	[mm]
E	Modul pružnosti v tahu	[MPa]
F_0	Síla vnějšího profilu	[N]
F_0'	Síla vyvozená šroubem	[N]
F_1	Síla vnitřního profilu, pohybová síla	[N]
F_a	Axiální síla	[N]
F_G	Tíhová síla	[N]
F_{KR}	Kritická síla	[N]
F_o	Osová síla ve šroubu	[N]
$F_{\text{potřebná}}$	Potřebná síla ke zvednutí lůžka	[N]
F_r	Radiální síla	[N]
F_T	Třecí síla	[N]
f_z	Součinitel tření v závitu	[-]
g	Tíhové zrychlení	[m/s ²]
H_1	Výška závitu	[mm]
h	Délka	[mm]
h_{Mmin}	Výška matice	[mm]
i	Převodový poměr	[-]
j_{min}	Minimální kvadratický poloměr průřezu	[mm]
J_{psvar}	Polární moment průřezu	[mm ⁴]
J_{SVx}	Kvadratický moment průřezu	[mm ⁴]
J_{xT}	Kvadratický moment	[mm ⁴]
J_y	Kvadratický moment průřezu	[mm ⁴]
k	Bezpečnost	[-]
k_3	Převodní součinitel koutového svaru	[-]
k_s	Statická bezpečnost	[-]

K_{TET}	Bezpečnost podle Tetmajera	[-]
L	Délka	[mm]
L_{10}	Trvanlivost ložiska	[mil. otáček]
L_{vzp}	Vzpěrná délka	[mm]
l	Délka	[mm]
m	Modul ozubeného kola, hmotnost	[mm]
M_o	Ohybový moment	[Nmm]
M_k	Kroutící moment	[Nmm]
$M_{\dot{s}r}$	Kroutící moment na šroubu	[Nmm]
M_{TZ}	Třecí moment na závit	[Nmm]
N	Normálová síla	[N]
$n_{řet}$	Otáčky řetězky	[ot/min]
$n_{řet,celk}$	Celkové otáčky řetězky	[ot/min]
n_{sloup}	Minimální počet cyklů sloupu	[ot/min]
$n_{šmin}$	Minimální potřebné otáčky šroubu	[ot/min]
$O_{řet}$	Obvod řetězky	[mm]
P	Ekvivalentní dynamické zatížení	[kN]
p	Otlačení	[MPa]
p_D	Dovolené otlačení	[MPa]
P_o	Ekvivalentní statické zatížení	[kN]
P_z	Stoupání lichoběžníkového závitu	[mm]
R_e	Mez kluzu	[MPa]
$R_{p0,2}$	Smluvní mez kluzu	[MPa]
S	Obsah	[mm ²]
s	Délka	[mm]
s_o	Statická bezpečnost ložiska	[-]
T	Třecí síla	[N]
t	Délka	[mm]
v_{min}	Minimální vysouvací rychlost (vnitřního profilu)	[mm/s]
v_p	Minimální potřebná rychlost vnějšího profilu	[mm/s]
W_k	Průřezový modul v krutu	[mm ³]
W_o	Průřezový modul v ohybu	[mm ³]
W_{oSV}	Průřezový modul svaru v ohybu	[mm ³]
y_T	Poloha těžiště k ose y	[mm]
z	Počet závitů	[-]
α	Úhel, součinitel uložení	[°]

β	Součinitel tloušťky svaru	[-]
η_L	Účinnost ložisek	[-]
η_{oz}	Účinnost ozubených kol	[-]
$\eta_{řet}$	Účinnost řetězu	[-]
η_{ss}	Účinnost šroubu při spouštění	[-]
η_{sz}	Účinnost šroubu při zvedání	[-]
η_{ved}	Účinnost vedení	[-]
λ_M	Mezní štíhlost	[-]
λ_{SK}	Štíhlostní poměr	[-]
λ_s	Štíhlost šroubu	[-]
σ_{KR}	Kritické napětí	[MPa]
σ_O	Napětí v ohybu	[MPa]
σ_{RED}	Redukované napětí	[MPa]
σ_T	Napětí v tahu	[MPa]
σ_u	Mez úměrnosti	[MPa]
σ	Napětí	[MPa]
τ	Napětí v krutu	[MPa]
τ_s	Napětí ve smyku	[MPa]
τ_{\perp}^{Fo}	Smykové napětí	[MPa]
$\tau_{//}^{Mk}$	Napětí v krutu	[MPa]
τ_{\perp}^{Mo}	Ohybové napětí	[MPa]
φ'	Redukovaný třecí úhel závitu	[°]
ψ	Úhel stoupání	[°]

1. Úvod

Tato bakalářská práce se zabývá zdvihacím sloupem u porodních zařízení, konkrétně u porodního lůžka s označením AVE 2. Dosavadní řešení firmy BORCAD Medical a.s. nabízelo teleskopický sloup využívající třech lineárních motorů Linak uložených ve čtyřech hliníkových profilech. Zadáním bakalářské práce bylo toto řešení nahradit takovým, ve kterém by byl použit pouze jeden libovolný motor a tím sloup jako celek zjednodušit a snížit riziko poruchy některého z motorů.



Obrázek 1.1 - Porodní křeslo AVE 2 s vysunutým sloupem [17]

1.1 Cíle práce

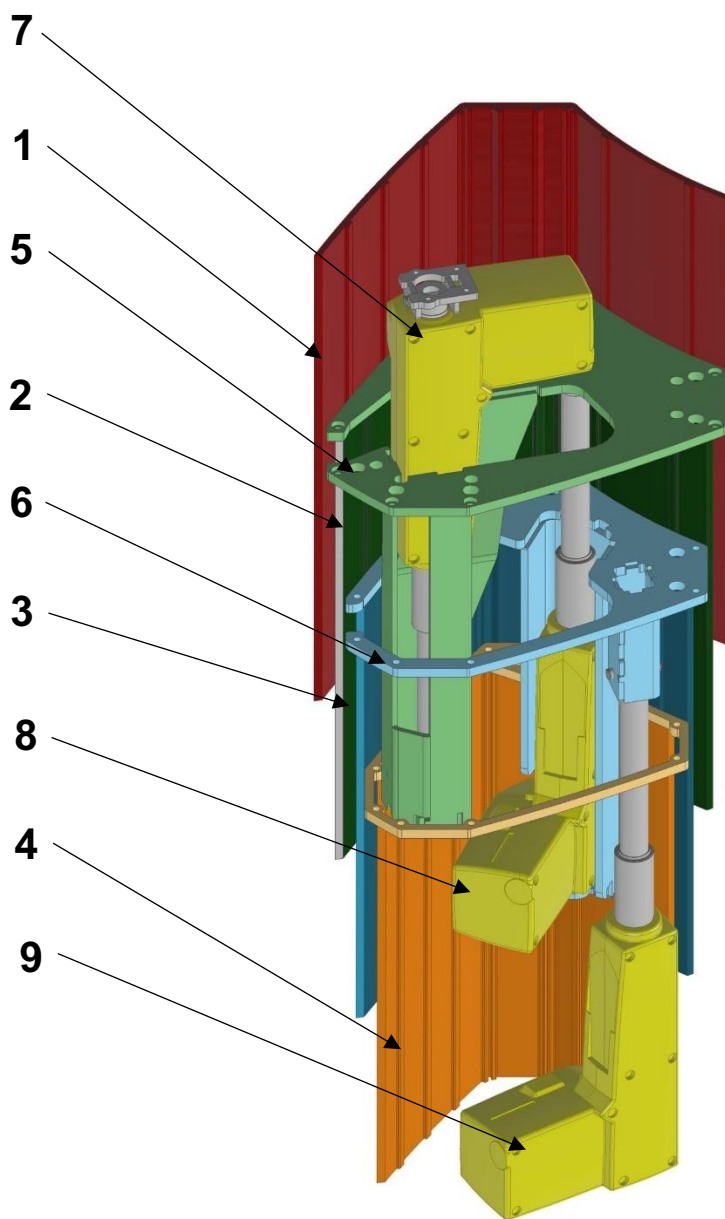
Cílem bakalářské práce bylo splnit následující body:

- Zdvih sloupové jednotky 450 mm
- Minimální zástavbová výška 421 mm
- Rozměr zástavby maximálně do stávajících hliníkových profilů (340x305mm)
- Rychlost zvedání sloupu při plně zatíženém stavu minimálně 11 mm/s
- Maximální možná zvedací síla je 5 050 N

1.2 Dosavadní řešení zvedacího mechanismu lůžka Ave 2

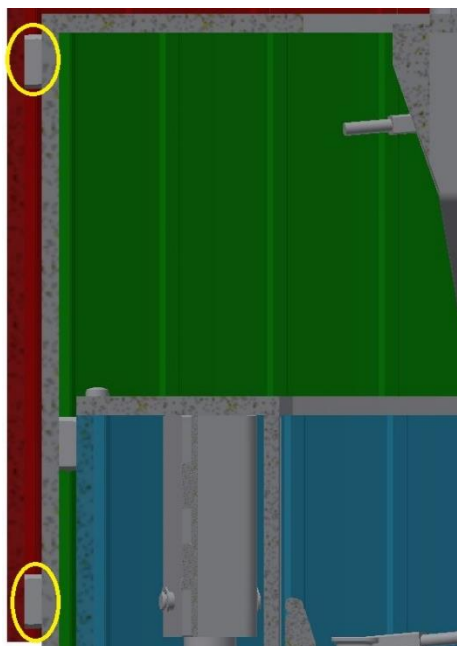
Hlavní komponenty stávajícího řešení jsou 4 hliníkové profily, které v sobě ukrývají 3 lineární motory společnosti Linak. Tři z těchto profilů (p. 1, 2, 3) se vysouvají a zbývající (p. 4) je pevně přikotven k podvozku lůžka. Lineární motor (p. 7) se vysouvá mezi lůžkovou částí a konzolí (p. 5), která je spojena se zeleným profilem (p. 2). Další motor (p. 8) je smontován mezi konzolí (p. 6) pevně spojenou s profilem (p. 3) a plechem

přišroubovaným k zelenému profilu. Třetí motor (p. 9) stojí na podvozku lůžka a zvedá modrou konzoli.



Obrázek 1.2 - Řešení třemi lineárními motory ve vysunutém stavu

Jednotlivé profily po sobě kloužou díky kluzákům. K červenému a oranžovému profilu jsou kluzáky přišroubovány po čtyřech kusech a ke zbývajícím dvěma profilům po osmi. Polovina kluzáků na každém profilu jsou napevno a druhá polovina se dá při montáži dotahovat pro vymezení vůlí. Kluzáky po dotažení představují navýšení potřebné zvedací síly motorů o celkem 800 N.



Obrázek 1.3 - Pohled na dvojici kluzáků

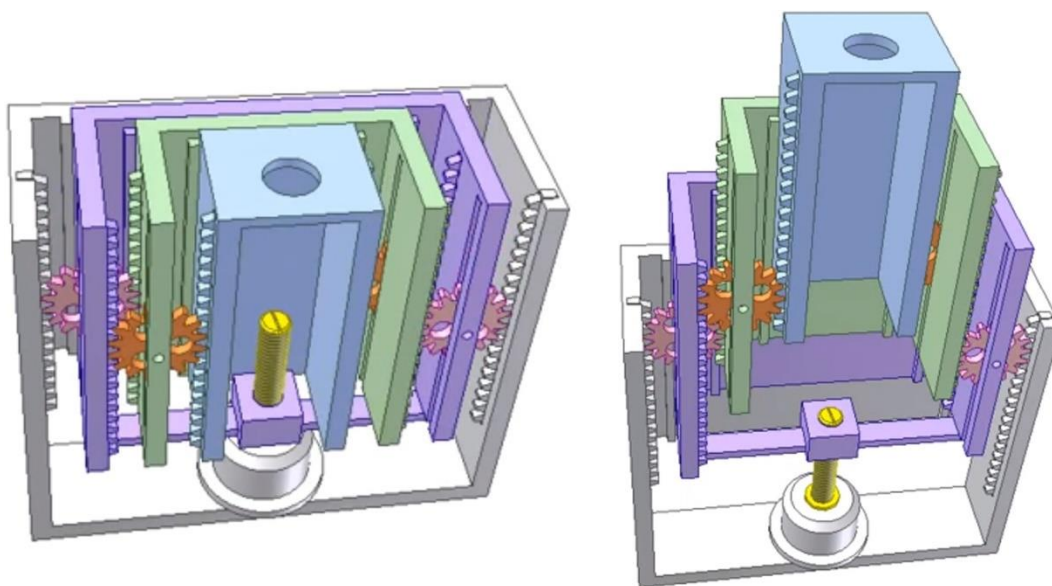
Nevýhodou současného řešení je velké množství komponent, které do sebe zajižďejí. To vyžaduje zvýšenou kontrolu při výrobě hlavně svařovaných konzolí. Současné řešení je také náročné na montáž, neboť se musí předmontovat pohony na konzoly a celek poté zasunout do předmontovaného sloupu. Poslední nevýhodou jsou 3 pohony, které znamenají 3 potenciální poruchová místa. Velkou výhodou je nízká cena lineárních motorů.

2. Typy zvedacích mechanismů

Tato kapitola představí 5 možných mechanismů, které by se daly použít jako mechanismus teleskopického sloupu. Všechny zmíněné mechanismy mají společnou vlastnost, a to že se z relativně malé výšky složeného mechanismu dokáží rozvinout do velké výšky. Tato vlastnost je klíčová pro splnění zadání, tedy aby se při zástavbové výšce 421 mm dokázala zdvihací jednotka rozvinout na 871 mm.

2.1 Zvedací mechanismus ozubenými koly a ozubenými hřebeny

Tento mechanismus využívá k vysouvání ozubené kolo pohybující se mezi dvojicí ozubených hřebenů. Takto je zajištěn zdvih dvojice vysouvacích elementů. Pomocí pohybového šroubu a matice je přes pohon (v tomto případě by byl použit elektromotor) zvedán druhý element, díky kterému se zvedají další 2 elementy pomocí zmíněných ozubených kol a hřebenů. Velkou výhodou tohoto mechanismu je současné plynulé vysouvání. Velkou nevýhodou je pak složitost celku jak na výrobu jednotlivých elementů, tak také na montáž a výrobu ozubených kol a hřebenů.

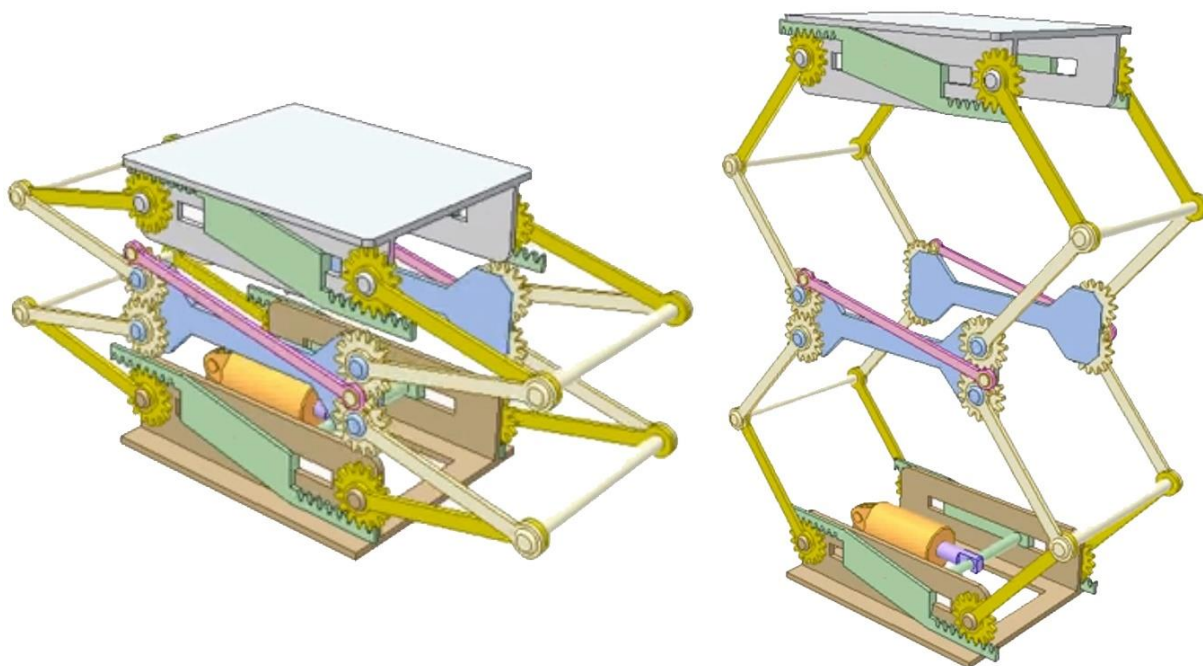


Obrázek 2.1 - Zvedací mechanismus ozubenými koly a hřebeny [5]

2.2 Zvedací mechanismus využívající tekutinový válec

Zvedání zajišťuje hydraulický, nebo pneumatický válec (popřípadě pohybový šroub s elektromotorem), který tlačí na táhlo. Táhlo je pevně spojeno s ozubenými hřebeny a ty přenáší sílu přes ozubená kola na rozevírající se táhla. Mezi výhody tohoto mechanismu patří plynulý zdvih a velké množství táhel s několika svařenci, které jsou jednoduché na výrobu. Nevýhodou u tohoto řešení je velké množství kloubů, ve kterých by

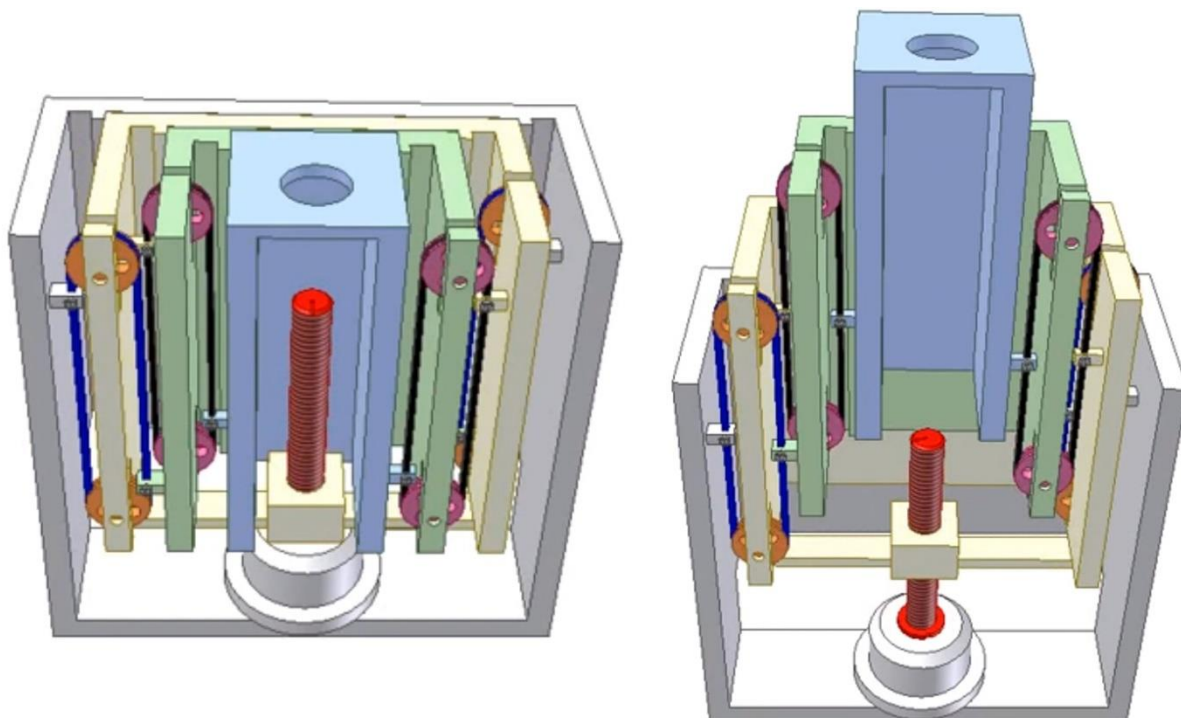
musely být dostatečné vůle. Vůle by měly za následek to, že při zdvihu by spodní táhla už byla poměrně rozevřena a horní táhla by se vlivem vymezení vůli ještě nedala do pohybu. Další nevýhodou by byl vznik velkých potřebných sil pro přepákování ozubených kol. V případě použití tekutinového válce by bylo zapotřebí také kompresoru, respektive čerpadla s nádrží oleje.



Obrázek 2.2 - Pístový zvedací mechanismus [6]

2.3 Zvedací mechanismus klínovým řemenem

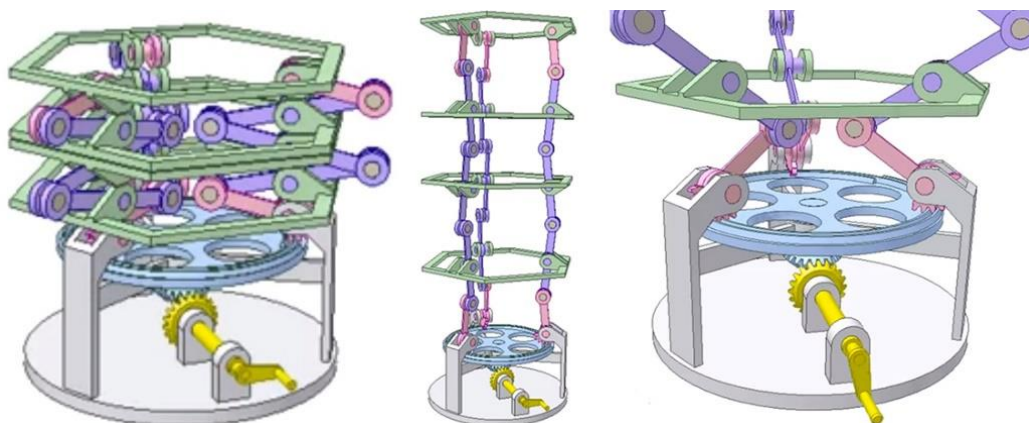
Zvedací mechanismus klínovým řemenem je z velké části podobný dříve zmíněnému mechanismu s ozubenými koly a ozubenými hřebeny. Rozdíl je pouze v nahrazení ozubených kol a hřebenů klínovým řemenem. Pohon zajišťuje přes pohybový šroub elektromotor. Matice pevně spojena s jedním z elementů zvedá systém řemene a řemenic, které dávají do pohybu další 2 elementy. Jeden element je pevný. Výhodou použití řemenů oproti ozubeným kolům je menší složitost na výrobu a montáž. Výhodu v podobě rovnoměrného vysouvání mají oba mechanismy společnou. Alternativou pro řemen může být systém řetězů a řetězek.



Obrázek 2.3 – Zvedací mechanismus klínovým řemenem [7]

2.4 Zvedací mechanismus kolem se spirálou

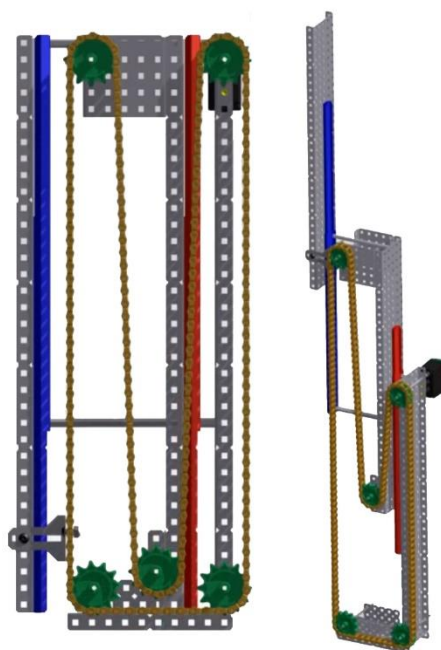
Klíčovým prvkem mechanismu je stočený profil zubu do spirály. Díky trojici táhel s ozubenými koly, dalším táhlům a spirálově zatočenému profilu zubu se převádí rotační pohyb na pohyb přímočarý. Výhodou je rovnoměrné zvedání a několikanásobně větší zdvih vzhledem k zástavbové výšce. V tomto mechanismu je zdvih závislý na délce táhel. Nevýhodou tohoto mechanismu je složitá výroba kola a stejně jako u mechanismu s válcem, i zde by došlo k problémům při zvedání kvůli vymezení vůlí.



Obrázek 2.4 – Zvedací mechanismus kolem se spirálou [8]

2.5 Vysouvání pomocí řetězu

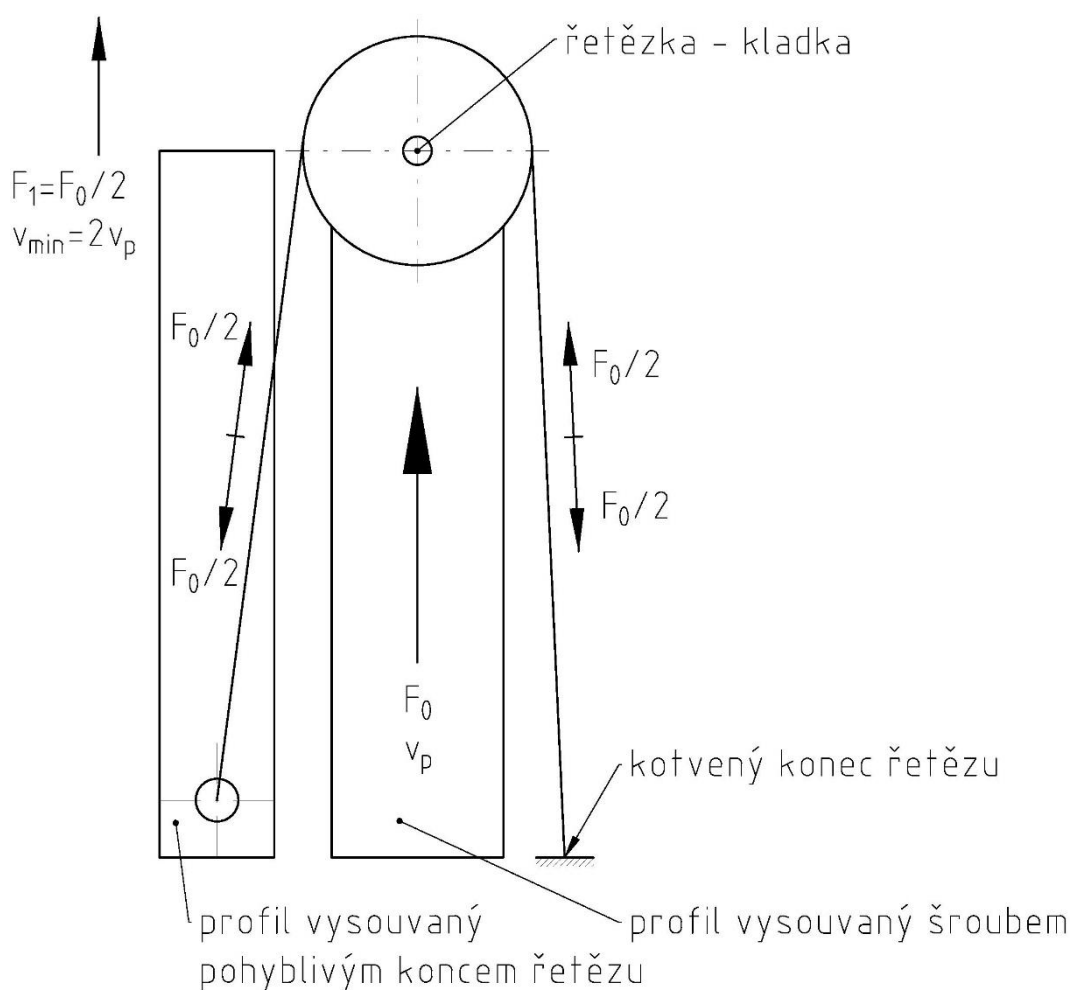
Poslední popsaný mechanismus je tvořen článkovým řetězem, který se uvádí do pohybu díky elektromotoru. Systémem vhodně umístěných řetězek se poté vysouvají 2 elementy. Jeden ze tří elementů nenese žádnou řetězku, přes kterou by byl veden řetěz, a tak musí být k řetězu fixován. Tato fixace zároveň slouží jako doraz, který zapříčiní vysouvání dalšího elementu. Třetí element je nehybný a nese pouze dvojici řetězek, z nichž jedna je poháněna elektromotorem. Velkou výhodou je snadná dostupnost řetězu, řetězek, lineárního vedení. Ve srovnání s ostatními mechanismy jsou další výhodou malé zastavbové rozměry. Nevýhoda tohoto mechanismu je v tom, že se elementy nevysouvají rovnoměrně. Přidáním dvou dalších řetězů a jejich správným ukotvením se však dá tato nevýhoda odstranit. Proto také ve své bakalářské práci vycházím právě z tohoto mechanismu.



Obrázek 2.5 – Mechanismus vysouvající se pomocí řetězu [9]

3. Princip zvedání

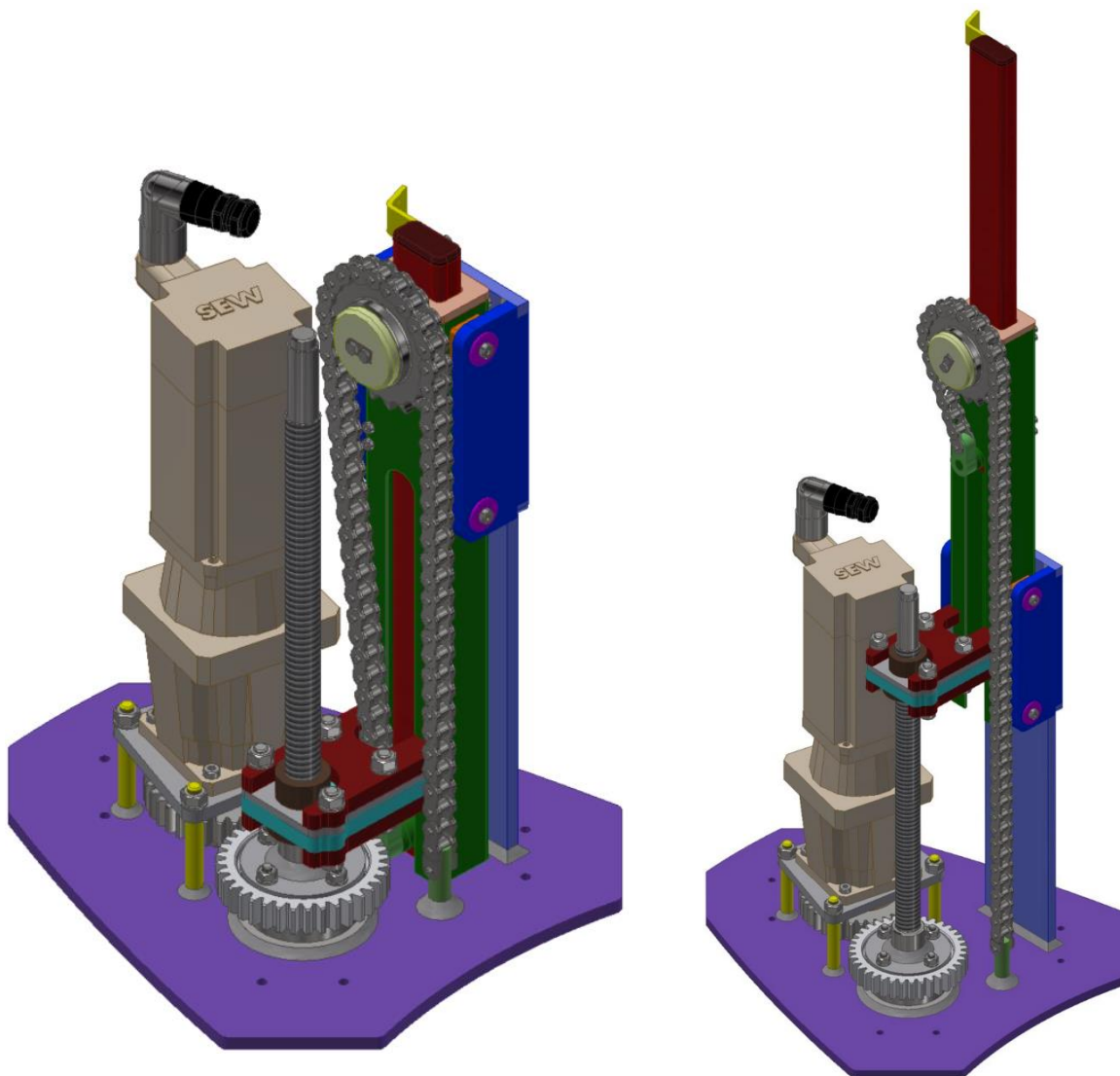
Mechanismus převádí mechanickou energii rotačního pohybu na pohyb přímočarý pomocí lichoběžníkového šroubu Tr 20x4 a synchronního servomotoru s planetovou servopřevodovkou. Aby bylo docíleno většího výsuvu, než je zástavbová výška sloupu, musí se tento problém řešit teleskopickým vysouváním dvojice profilů. Vnější profil je pevně spojen s maticí, která vlivem rotace šroubu způsobuje pohyb nahoru a dolů. Teleskopický výsun zajišťuje kladka, kterou představuje řetězka pevně uchycená k vnějšímu profilu, a bezúdržbový válečkový řetěz. Jeden konec tohoto řetězu je pevně spojen se spodním plechem šroubu a druhý konec je uchycen k vnitřnímu profilu. Tento způsob uchycení způsobuje, že při zvedání vnějšího profilu se zároveň vysouvá i profil vnitřní. Výhodou tohoto mechanismu je poměrně velký zdvih vzhledem k zástavbové výšce sloupové jednotky. Nevýhodou je dvojnásobná síla ve šroubu vzhledem k potřebné vysouvací síle ve sloupu.



Obrázek 3.1 - Teleskopické řešení pomocí řetězu

4. Popis a funkce dílů

Tato kapitola představuje detailnější pohled na komponenty, ze kterých se skládá teleskopický sloup. Sloup jako sestava je složen ze dvou hlavních podsestav. Jednu sestavu tvoří plášť sloupu, tzv. sekundární sloup, ve kterém je umístěna podsestava obsahující motor, pohybový šroub a tzv. primární sloup.

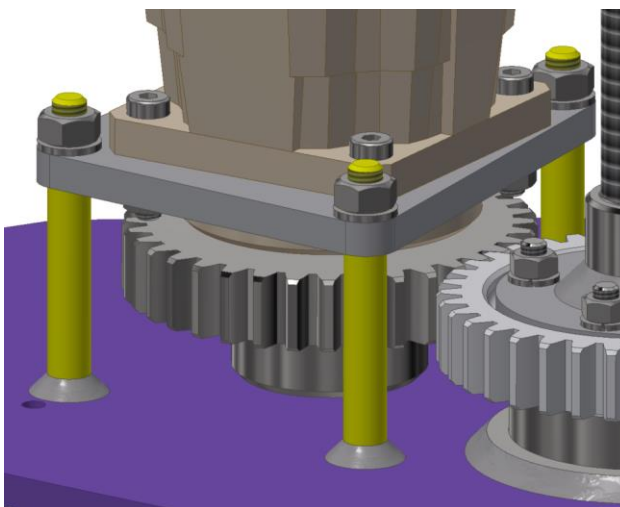


Obrázek 4.1 Vnitřní sestava v krajních polohách

4.1 Pohonná jednotka

Pohonnou jednotku tvoří synchronní servomotor, ke kterému je přimontována planetová servopřevodovka s převodovým poměrem $i = 30$. Parametry a výstupní hodnoty jednotky obsahuje příloha 4. Planetová převodovka byla zvolena hlavně z důvodu velmi malých rozměrů a poměrně velkého převodového poměru. Malé rozměry byly pro splnění zadání klíčové, neboť zástavbové rozměry sloupu neumožňovaly použít například čelní, nebo kuželovou převodovku. Elektropřevodovka je přimontována čtyřmi šrouby M6

k ocelovému výpalku, který je usazen na čtyřech distančních tyčích se závitem M8 (obr. 4.2). Tyče jsou jedním koncem přivařeny ke spodnímu plechu sloupu. Krajiní polohy jsou řešeny koncovými spínači.

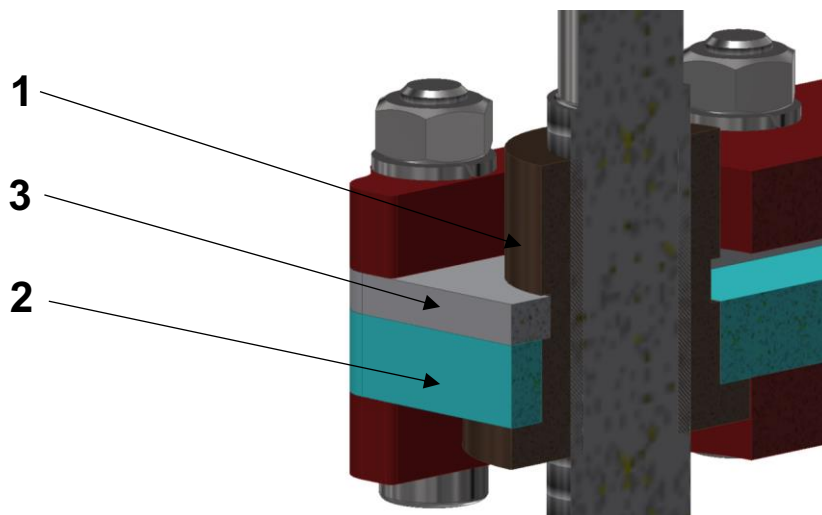


Obrázek 4.2 - Způsob uchycení motoru

Na výstupní hřídel elektropřevodovky je nasazeno ocelové ozubené kolo s modulem $m = 2,5 \text{ mm}$ a s 36 zuby. Spoluzabírající kolo je plastové z důvodu zachování bezúdržbového charakteru sloupu. Maximální kroutící moment, který dokáží zuby přenést je 600,8 Nm [10]. Pomocí soukolí se přenáší kroutící moment na pohybový šroub. Napájecí kabely k elektromotoru jsou chráněny energetickým řetězem, který je jedním (pevným) koncem uchycen k plechu a druhým (flexibilním) koncem k vysouvacímu vnitřnímu profilu.

4.2 Pohybový šroub a matice

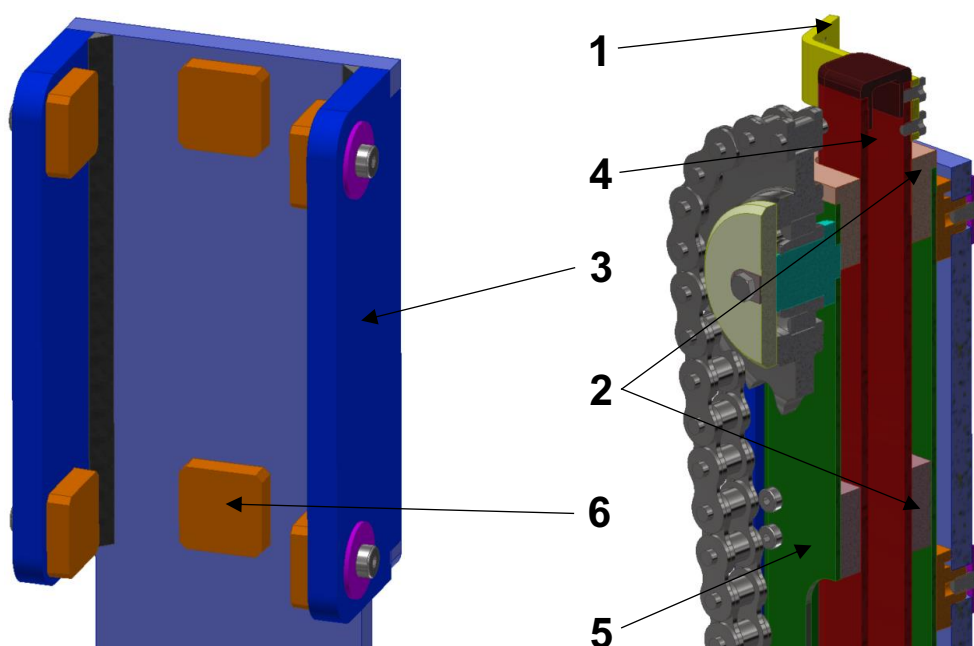
Pohybový šroub Tr 20x4 s maticí převádí rotační pohyb na pohyb přímočarý. K šroubu z materiálu 11 523 je přivařena příruba, která slouží k přenosu kroutícího momentu z ozubeného kola na šroub pomocí 4 lícovaných šroubů. Ve spodním konci je šroub uchycen ve dvouřadém kuličkovém ložisku s kosoúhlým stykem a uchycení horního konce je řešeno radiálním kuličkovým ložiskem. Toto uchycení je kvůli zamezení možného vychýlení šroubu a k jeho stabilizaci. Po šroubu se pohybuje matice, která se skládá z plechu tl. 10 mm (p. 2) a bronzové vložky (p. 1), jenž je do plechu nalisována. Pojištění bronzové vložky proti vyjetí z plechu tvoří plech (p. 3), který se zasune do drážky na bronzové vložce.



Obrázek 4.3 - Detail pojištění bronzové vložky

4.3 Primární sloup, vedení

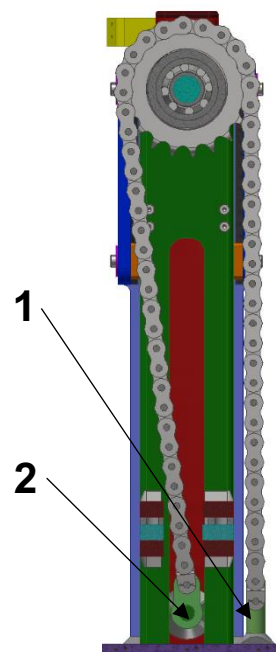
Tento celek tvoří hlavně 2 profily obdélníkového průřezu. Ve vnějším profilu (p. 5) 60x40x2 se vysouvá vnitřní profil (p. 4) 40x20x3. Oba tyto profily jsou z nerezové oceli 1.4301. Nerez byla zvolena kvůli svařitelnosti a dobrému povrchu, který je důležitý pro co nejmenší ztráty ve vedení. K vnějšímu profilu jsou přivařeny 2 plechy, které jsou spojeny s maticí 4 šrouby M8 a čep, na kterém je přes válečkové ložisko nasazena řetězka. K vnitřnímu profilu je přivařen úchyt jednoho konce řetězu. Vnější profil v sobě nese dvojici vedení z materiálu POM (p. 2) sloužící jako vedení vnitřního profilu. Vnější profil je veden ze tří stran šesti kluzáky (p. 6), které jsou přimontovány ke svařenci (p. 3). Pozice 1 představuje úchyt jednoho konce energetického řetězu.



Obrázek 4.4 - Vedení vnějšího profilu a profily primárního sloupu

4.4 Řetěz

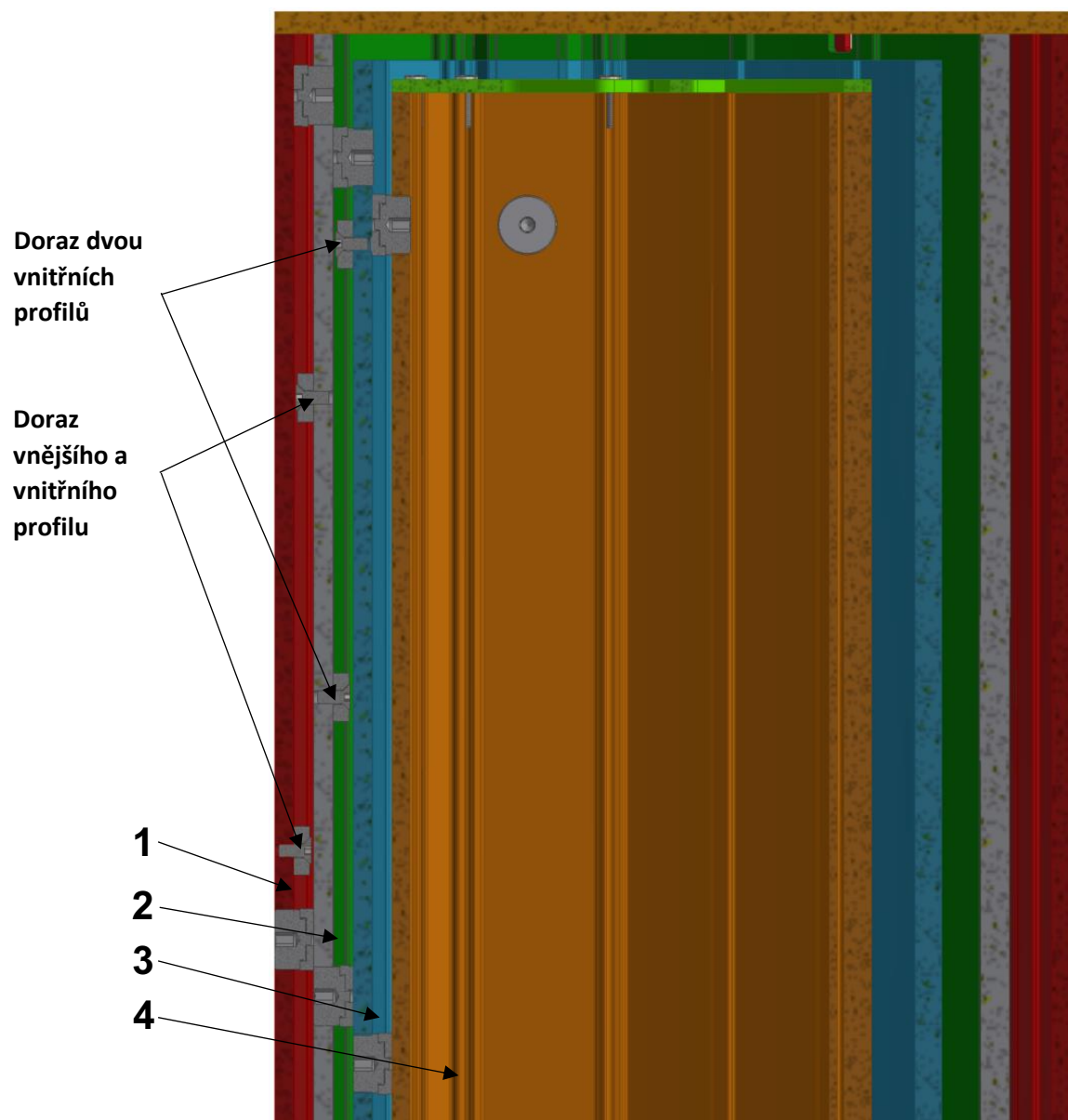
Zvedání vnitřního profilu zajišťuje bezúdržbový válečkový řetěz DIN ISO 08 B-1 s pevností při přetržení 22kN [11]. Tento řetěz s 60 články a 2 koncovkami je uchycen jedním koncem pevně ke spodnímu plechu sloupu přes upravenou kulatinu (p. 1) a druhým koncem k úchytu řetězu vnitřního profilu (p. 2). Řetěz se otáčí přes řetězovou kladku o průměru $D_p = 81,184 \text{ mm}$. Tohle řešení má výhodu v současném vysouvání obou profilů, velká nevýhoda je ve zmenšení vysouvací síly o polovinu.



Obrázek 4.5 - Uchycení řetězu

4.5 Sekundární sloup

Jedná se o 4 elementy, z nichž se 3 (p. 1, 2, 3) vysouvají a jeden – spodní (p. 4) – je pevně přikotven k podvozku křesla. Toto řešení bylo převzato od společnosti BORCAD Medical a.s a upravováno minimálně, viz. kapitola 1.2. Protože se v původním řešení vysouvaly všechny 3 elementy najednou, nemusely se dorazy jednotlivých profilů řešit. V inovovaném řešení se jednotlivé elementy současně nevysouvají, proto jsou dorazy řešeny výpalkem plechu o tloušťce 4 mm a velikosti 18x18 mm. Tyto destičky jsou přišroubovány šroubem M4. Dorazy jsou namontovány pouze mezi červeným a zeleným (doraz způsobí zvedání zeleného elementu) a zeleným a modrým profilem (způsobí zvedání modrého elementu). Celkem sloup obsahuje osm dvojic dorazů. Zdvih sloupu je 450 mm, proto je vzdálenost mezi dvěma destičkami rovna 150 mm.



Obrázek 4.6 - Dorazy profilů

5. Výpočtová část

Tato kapitola se zabývá kinematickými poměry na šroubu a pevnostní kontrolou šroubu a úchytu matice k profilu. Dále jsou zkontrolovány oba vysouvací profily na vzpěr, byla stanovena potřebná osová síla ve šroubech pro přenos krouticího momentu a v poslední řadě byla navržena a zkontrolována ložiska. Příloha 3 obsahuje kontrolu úchytů obou konců řetězu.

5.1 Kinematika na šroubu

Potřebné minimální otáčky

Minimální vysouvací rychlost při plném zatížení je rovna $v_{min} = 11 \text{ mm/s}$. Protože mechanismus využívá dvou současně se vysouvajících profilů, je pojezdová rychlost spodního profilu z dvojice poloviční, tedy $v_p = 5,5 \text{ mm/s} \rightarrow \text{volím } 6 \text{ mm/s}$. Do návrhu mechanismu se použil šroub s lichoběžníkovým závitem Tr 20x4, jeho potřebné parametry obsahuje tabulka 5.1. Minimální otáčky šroubu vyjadřuje vztah (5.1).

Tabulka 5.1 Rozměry lichoběžníkového závitu Tr 20x4

Stoupání P_z	Průměr d_3	Průměr d_2	Úhel profilu α	Vnitřní průměr matice D_1
4 mm	15,5 mm	18 mm	30°	16 mm

$$n_{smin} = \frac{60 \cdot v_p}{P_z} = \frac{60 \cdot 6}{4} = 90 \text{ ot/min} \quad (5.1)$$

Úhel stoupání, třecí úhel

Šroub nemá žádnou speciální povrchovou úpravu a je mazán pastou MoS_2 z důvodu bezúdržbového chodu. Pro tuto kombinaci je součinitel tření v závitu v rozmezí $f_z = 0,12 \div 0,18$ [1]. Pro výpočet je zvolena střední hodnota $f_z = 0,15$. Rovnice vyjadřují vztah pro výpočet třecího redukovaného úhlu (rov. 5.2) a úhlu stoupání (rov. 5.3).

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}}\right) = \arctg\left(\frac{0,15}{\cos \frac{30^\circ}{2}}\right) = 8,83^\circ \quad (5.2)$$

$$\psi = \arctg\left(\frac{P_z}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{4}{\pi \cdot 18}\right) = 4,05^\circ \quad (5.3)$$

Kontrola samosvornosti

Aby se vyřešil problém mechanismu se samovolným spuštěním po vypnutí motoru, je jedna z možností mít samosvorný závit. Samosvorný závit je takový, ve kterém je splněna podmínka samosvornosti vyjádřena vztahem:

$$\varphi' > \psi \quad (5.4)$$

$$8,83^\circ > 4,05^\circ \rightarrow \text{šroub je samosvorný}$$

Účinnosti šroubu

Pro výpočet potřebného krouticího momentu motoru je zapotřebí znát všechny účinnosti. Mezi potřebné účinnosti pro výpočet je i účinnost šroubu při zvedání (rov. 5.5). Rovnice 5.6 představuje výpočet účinnosti při spouštění.

$$\eta_{sz} = \frac{tg(\psi)}{tg(\psi + \varphi')} = \frac{tg(4,05^\circ)}{tg(4,05^\circ + 8,83^\circ)} = 0,31 \quad (5.5)$$

$$\eta_{ss} = \frac{tg(\psi)}{tg(\varphi' - \psi)} = \frac{tg(4,05^\circ)}{tg(8,83^\circ - 4,05^\circ)} = 0,85 \quad (5.6)$$

Potřebný krouticí moment na šroubu

Krouticí moment se od výstupu z převodovky zmenší o účinnost ozubených kol, dvojicí ložisek a účinnost šroubu při zvedání. Jednotlivé hodnoty účinnosti obsahuje tabulka 5.2. Výstupní krouticí moment elektropřevodovky je doložen v příloze 4. Převodový poměr mezi ozubenými koly je roven 1.

Tabulka 5.2 - Potřebné účinnosti

η_{oz}	$\eta_{lož}$	$\eta_{řet}$	η_{ved}	η_{sz}
0,95	0,97	0,97	0,90	0,31

$$M_{sr} = M_{mot} \cdot \eta_{oz} \cdot \eta_{lož}^2 \cdot \eta_{řet} \cdot \eta_{sz} = 110 \cdot 0,95 \cdot 0,97^2 \cdot 0,31 = 30,48 \text{ Nm} \quad (5.7)$$

Síla vyvozená šroubem

$$M_{sr} = F'_0 \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} \rightarrow F'_0 = \frac{2 \cdot M_{sr}}{tg(\varphi' + \psi) \cdot d_2} = \frac{2 \cdot 30\,480}{tg(4,05 + 8,83) \cdot 18} = 14\,811 \text{ N} \quad (5.8)$$

$$F_0 = F'_0 \cdot \eta_{ved} = 14\,811 \cdot 0,90 = 13\,330 \text{ N} \quad (5.9)$$

Protože se vnitřní profil vysouvá přes kladku, odpovídá síla v tomto profilu polovině síly, kterou je vytlačován vnější profil. Tento vnější profil je vytlačován silou rovnající se osově síle ve šroubu ze vztahu 5.9.

$$F_1 = \frac{F_0}{2} \cdot \eta_{lož} \cdot \eta_{řet} \cdot \eta_{ved} = \frac{13\,330}{2} \cdot 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,90 = 5\,643 \text{ N} \quad (5.10)$$

Maximální zátěž sloupů odpovídá síle $F_{potřebná} = 5\,050 \text{ N}$. Aby byl sloup schopen tuto podmínku splnit, musí platit podmínka:

$$F_1 \geq F_{potřebná} \quad (5.11)$$

$$5\,643\,N > 5\,050\,N \rightarrow \text{podmínka splněna}$$

5.2 Pevnostní kontrola šroubu, výpočet výšky matice

Aby nedošlo k deformaci šroubu, je nutné ověřit, zda šroub vyhovuje na zatížení v tlaku, krutu a vzpěru.

Kontrola statické bezpečnosti

Šroub je namáhán kroutícím momentem, který způsobuje napětí v krutu (rov. 5.13) a zároveň osovou silou způsobující namáhání v tlaku (rov. 5.12). Rovnice 5.14 odpovídá výpočtu redukovaného napětí podle Gesta a vztahem 5.15 se získá statická bezpečnost. Mez kluzu pro zvolenou ocel 11 523 je rovna $R_e = 333\,MPa$ [1].

$$\sigma_t = \frac{F'_0}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{14\,811}{\frac{\pi \cdot 15,5^2}{4}} = 78,5\,MPa \quad (5.12)$$

$$\tau = \frac{M_{TZ}}{W_k} = \frac{F'_0 \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{14\,811 \cdot tg(4,05 + 8,83) \cdot \frac{18}{2}}{\frac{\pi \cdot 15,5^3}{16}} = 41,7\,MPa \quad (5.13)$$

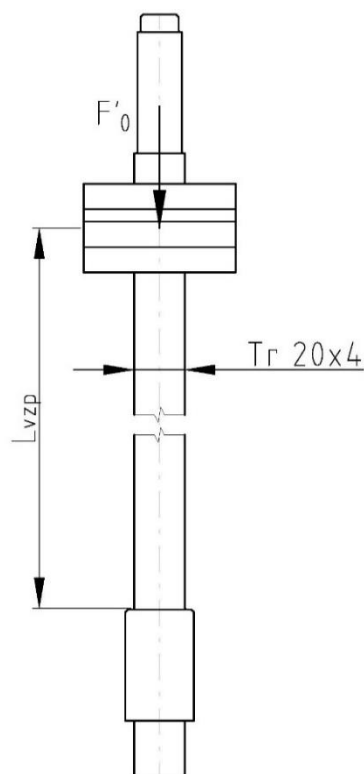
$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{78,5^2 + 4 \cdot 41,7^2} = 114,5\,MPa \quad (5.14)$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{333}{114,5} = 2,9 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (5.15)$$

Kontrola na vzpěr šroubu

Dlouhé štíhlé součásti namáhané tlakem se musí zkontrolovat také na vzpěr. Pokud zatěžující síla překročí kritickou sílu, přidá se k namáhání tlakem také namáhání v ohybu.

Protože je šroub uložen oběma konci v ložiscích, doporučený součinitel uložení prutu je volen $\alpha = 1,2$ [2]. Výpočet součásti na vzpěr se různí podle štíhlosti. Šroub se se svou délkou řadí mezi pruty střední délky, jak je potvrzeno v rovnici 5.19 a kritická síla (kritické napětí) se počítá v tomto případě podle Tetmajera. Mez úměrnosti materiálu šroubu 11 523 má hodnotu $\sigma_u = 65\,MPa$ [1]. Vzpěrná délka je vyznačena na obrázku 5.1.



Obrázek 5.1 – Šroub namáhán na vzpěr

- *Minimální kvadratický poloměr průřezu*

$$j_{min} = \sqrt{\frac{J_{min}}{S}} = \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot d_3^4}{64}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2}} = \frac{d_3}{4} = \frac{15,5}{4} = 3,875 \text{ mm} \quad (5.16)$$

- *Štíhlostní poměr šroubu*

$$\lambda_{\xi} = \frac{L_{vzp}}{j_{min}} = \frac{242,5}{3,875} = 62,6 \quad (5.17)$$

- *Mezní štíhlost*

- modul pružnosti v tahu pro ocel $E = 210\,000 \text{ MPa}$

$$\lambda_M = \pi \cdot \sqrt{\frac{\alpha \cdot E}{\sigma_u}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{1,2 \cdot 210\,000}{65}} = 195,6 \quad (5.18)$$

- *Kontrola na vzpěr podle Eulera*

$$\lambda_M > \lambda_{\xi}$$

$$195,6 > 62,6 \rightarrow \text{počítám podle Tetmajera} \quad (5.19)$$

- *Kritické napětí*

$$\sigma_{KR} = a - b \cdot \lambda_{SK} = \sigma_{Kd} - \frac{R_e - \sigma_U}{\lambda_M - 30} \cdot (\lambda_s - 30) = 333 - \frac{333 - 65}{195,6 - 30} \cdot (62,6 - 30) = 280,2 \text{ MPa} \quad (5.20)$$

- *Kritická síla*

$$F_{KR} = \sigma_{KR} \cdot S = \sigma_{KR} \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = 280,2 \cdot \frac{\pi \cdot 15,5^2}{4} = 52\,871,5 \text{ N} \quad (5.21)$$

- *Vzpěrná bezpečnost podle Tetmayera*

$$k_{TET} = \frac{F_{KR}}{F'_0} = \frac{52\,871,5}{14\,811} = 3,6 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (5.22)$$

Výpočet minimální výšky matice

Matici počítám na otláčení v závitech, které způsobuje opotřebení závitů. Hodnota dovoleného otláčení pohybového šroubu je zvolena s ohledem na materiály matice a šroubu (ocel – bronz) $p_D = 15 \text{ MPa}$ [1]. Výška matice (rov. 5.25) závisí mimo jiné na počtu závitů a nosné hloubce závitu (rov. 5.23).

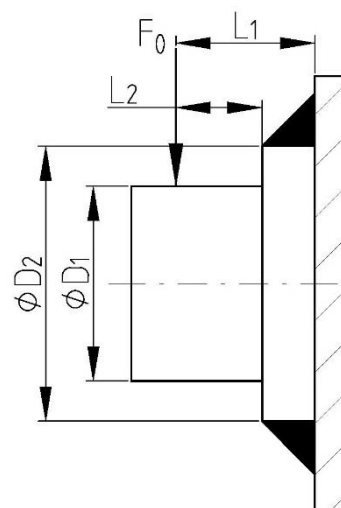
$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} = \frac{20 - 16}{2} = 2 \text{ mm} \quad (5.23)$$

$$p = \frac{F'_0}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} \leq p_D \rightarrow z = \frac{F'_0}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_D} = \frac{14\,811}{\pi \cdot 18 \cdot 2 \cdot 15} = 8,73 \text{ závitů} \quad (5.24)$$

$$h_{Mmin} = z \cdot P_z = 8,73 \cdot 4 = 34,9 \rightarrow 35 \text{ mm} \quad (5.25)$$

5.3 Čep řetězky

U čepu, na kterém je zavěšena řetězka, je kontrolován koutový svar o rozměru $a_{svar} = 3 \text{ mm}$. Čep je zatížen maximální silou, která je rovna síle F_0 .



Obrázek 5.2 – Čep řetězky

- *Namáhání svaru na smyk*

$$\tau_{\perp}^{F_0} = \frac{F}{S_{sv}} = \frac{F_0}{\frac{\pi}{4} \cdot [(D_2 + 2 \cdot a_{svar})^2 - D_2^2]} = \frac{13\,330}{\frac{\pi}{4} \cdot [(24 + 2 \cdot 3)^2 - 24^2]} = 52,4 \text{ MPa} \quad (5.26)$$

- *Namáhání svaru na ohyb*

$$\tau_{\perp}^{M_o} = \frac{M_o}{W_{osv}} = \frac{F_0 \cdot L_1}{\frac{J_{svx}}{\frac{D_2}{2} + a}} = \frac{F_0 \cdot L_1}{\frac{\frac{\pi}{64} \cdot [(D_2 + 2 \cdot a_{svar})^4 - D_2^4]}{\frac{D_2}{2} + a_{svar}}} = \frac{13\,330 \cdot 12,1}{\frac{\frac{\pi}{64} \cdot [(24 + 2 \cdot 3)^4 - 24^4]}{\frac{24}{2} + 3}} = 103,1 \text{ MPa} \quad (5.27)$$

- *Redukované napětí podle hypotézy HMM*

Převodní součinitel svarového spoje pro čelní koutový svar ručního svařování elektrickým obloukem je roven $k_3 = 0,75$ [1].

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^F}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\perp}^{M_o}}{k_3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{52,4}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{103,1}{0,75}\right)^2} = 154,2 \text{ MPa} \quad (5.28)$$

- *Bezpečnost svaru*

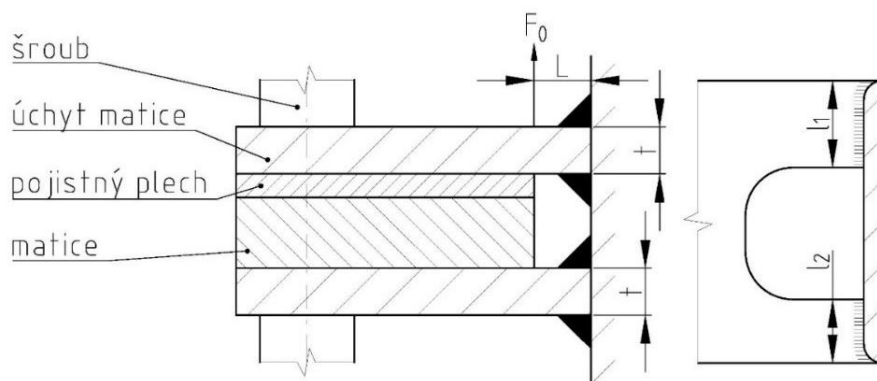
Protože se čep přivařuje k ocelovému profilu 60x40x2, musí se vypočítat součinitel tloušťky koutového svaru. Bezpečnost svaru se pak počítá v rovnici 5.30, kde mez kluzu pro materiál 1.4301 $R_{p0,2} = 190 \text{ MPa}$ [12].

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot t = 1,3 - 0,03 \cdot 2 = 1,24 \quad (5.29)$$

$$k_s = \beta \cdot \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{RED}} = 1,24 \cdot \frac{190}{154,2} = 1,5 \rightarrow \text{svarové spojení vyhovuje} \quad (5.30)$$

5.4 Úchyt matice – profil

Úchyt tvoří dva výpalky plechu o tloušťce 10 mm přivařené k nerezovému profilu. Pro zjednodušení je kontrolován pouze jeden plech, na který působí polovina síly v ose šroubu. Plech a svar je kontrolován na ohyb a smyk.



Obrázek 5.3 – Úchyt matice

- *Napětí v ohybu*

- Rameno ohybu je bráno v úvahu jako vzdálenost od konce matice po profil

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_0}{2} \cdot L}{\frac{l_1 \cdot t^2}{6} + \frac{l_2 \cdot t^2}{6}} = \frac{\frac{13\,330}{2} \cdot 8}{\frac{18,5 \cdot 10^2}{6} + \frac{13,5 \cdot 10^2}{6}} = 100 \text{ MPa} \quad (5.31)$$

- *Napětí ve smyku*

$$\tau_s = \frac{\frac{F_0}{2}}{S} = \frac{\frac{F_0}{2}}{l_1 \cdot t + l_2 \cdot t} = \frac{\frac{13\,330}{2}}{18,5 \cdot 10 + 13,5 \cdot 10} = 20,8 \text{ MPa} \quad (5.32)$$

- *Redukované napětí podle hypotézy HMM, bezpečnost*

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_s^2} = \sqrt{100^2 + 3 \cdot 20,8^2} = 106,3 \text{ MPa} \quad (5.33)$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_t} = \frac{333}{106,3} = 3,1 \rightarrow \text{úchyt matice vyhovuje} \quad (5.34)$$

- *Svar profil – úchyt na ohyb*

$$\begin{aligned} \tau_{\perp}^{M_o} &= \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_0}{2} \cdot L}{\frac{J_{y1}}{\frac{t}{2} + a_{svar}} + \frac{J_{y2}}{\frac{t}{2} + a_{svar}}} = \\ &= \frac{\frac{F_0}{2} \cdot L}{\frac{2 \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot a_{svar}^3 \cdot l_1 + a_{svar} \cdot l_1 \cdot \left(\frac{t + a_{svar}}{2} \right)^2 \right]}{\frac{t}{2} + a_{svar}} + \frac{2 \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot a_{svar}^3 \cdot l_2 + a_{svar} \cdot l_2 \cdot \left(\frac{t + a_{svar}}{2} \right)^2 \right]}{\frac{t}{2} + a_{svar}}} = \\ &= \frac{\frac{13\,330}{2} \cdot 8}{\frac{2 \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot 5^3 \cdot 18,5 + 5 \cdot 18,5 \cdot \left(\frac{10 + 5}{2} \right)^2 \right]}{\frac{10}{2} + 5} + \frac{2 \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot 5^3 \cdot 13,5 + 5 \cdot 13,5 \cdot \left(\frac{10 + 5}{2} \right)^2 \right]}{\frac{10}{2} + 5}} = \\ &= 28,5 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (5.35)$$

- *Svar profil – úchyt na smyk*

$$\tau_{\perp}^{F_0} = \frac{F}{S_{sv}} = \frac{\frac{F_0}{2}}{2 \cdot l_1 \cdot a_{svar} + 2 \cdot l_2 \cdot a_{svar}} = \frac{\frac{13\,330}{2}}{2 \cdot 18,5 \cdot 5 + 2 \cdot 13,5 \cdot 5} = 20,8 \text{ MPa} \quad (5.36)$$

- *Redukované napětí podle hypotézy HMM, součinitel tloušťky svaru a bezpečnost*

- Součinitel svarového spoje $k_3 = 0,75$

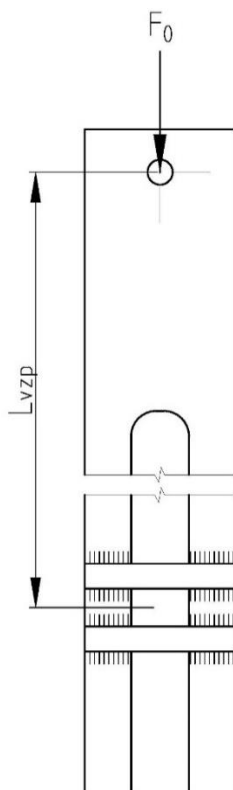
$$\sigma_{RED} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{F_0}}{k_3} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{\perp}^{M_o}}{k_3} \right)^2} = \sqrt{\left(\frac{20,8}{0,75} \right)^2 + \left(\frac{28,5}{0,75} \right)^2} = 47 \text{ MPa} \quad (5.37)$$

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot t = 1,3 - 0,03 \cdot 2 = 1,24 \text{ pro } t < 10 \text{ mm} \quad (5.38)$$

$$k_s = \beta \cdot \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{RED}} = 1,24 \cdot \frac{190}{47} = 5 \rightarrow \text{svar úchyty vyhovuje} \quad (5.39)$$

5.5 Vzpěr vnějšího profilu

Protože jsou oba, vnitřní i vnější profil, štíhlé dlouhé součásti, je riziko, že dojde ke ztrátě stability.



Obrázek 5.4 – Vnější profil

- Minimální kvadratický poloměr průřezu

- Výpočet minimálního hlavního centrálního kvadratického průřezu profilu obsahuje příloha 1
- Plocha průřezu profilu byla změřena v programu Autodesk Inventor 2018

$$j_{min} = \sqrt{\frac{J_{min}}{S}} = \sqrt{\frac{79\,356}{327,7}} = 15,6 \text{ mm} \quad (5.40)$$

- Štíhlostní poměr profilu

$$\lambda_{SK} = \frac{L_{vzp}}{j_{min}} = \frac{281,3}{15,6} = 18 \quad (5.41)$$

- **Mezní štíhlost**

- Doporučená hodnota koeficientu $\alpha = 1,2$ pro typ uložení vetknutí – kloub [2]

$$\lambda_M = \pi \cdot \sqrt{\frac{\alpha \cdot E}{\sigma_u}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{1,2 \cdot 210\,000}{70}} = 188,5 \quad (5.42)$$

- **Kontrola vzpěru podle Euler**

$$\lambda_M > \lambda_{SK}$$

$$188,5 > 18,6 \rightarrow \text{dále počítám podle Tetmajera} \quad (5.43)$$

- **Kritické napětí**

- Mez úměrnosti pro materiál 1.4301 pro materiál odhaduji $\sigma_u = 70\text{ MPa}$

$$\begin{aligned} \sigma_{KR} &= a - b \cdot \lambda_{SK} = \sigma_{Kd} - \frac{R_e - \sigma_U}{\lambda_M - 30} \cdot (\lambda_{SK} - 30) = 190 - \frac{190 - 70}{188,5 - 30} \cdot (18 - 30) \\ &= 199,1\text{ MPa} \end{aligned} \quad (5.44)$$

- **Kritická síla**

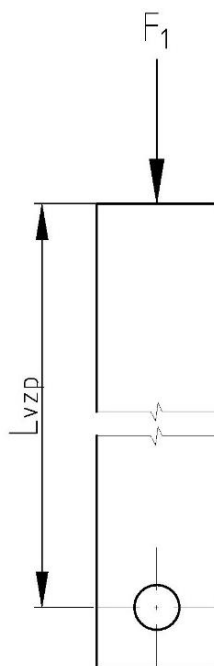
$$F_{KR} = \sigma_{KR} \cdot S = 199,1 \cdot 327,7 = 65\,245,1\text{ N} \quad (5.45)$$

- **Vzpěrná bezpečnost podle Tetmajera**

$$k_{TET} = \frac{F_{KR}}{F_0} = \frac{65\,245,1}{13\,330} = 4,9 \rightarrow \text{profil na vzpěr vyhovuje} \quad (5.46)$$

5.6 Vzpěr vnitřního profilu

Jedná se v principu o obdobný výpočet, jako je v kapitole 5.5.



Obrázek 5.5 – Vnitřní profil

- *Minimální kvadratický poloměr průřezu*

- Minimální hlavní centrální kvadratický průřez profilu $J_{min} = 16\,900\,mm^4$ a plocha průřezu $S = 301\,mm^2$ [13]

$$j_{min} = \sqrt{\frac{J_{min}}{S}} = \sqrt{\frac{16\,900}{301}} = 7,5\,mm \quad (5.47)$$

- *Štíhlostní poměr profilu*

$$\lambda_{SK} = \frac{L_{vzp}}{j_{min}} = \frac{380,5}{7,5} = 50,7 \quad (5.48)$$

- *Mezní štíhlost*

- Doporučená hodnota koeficientu $\alpha = 0,25$ pro typ uložení vetknutí – volný konec [2]

$$\lambda_M = \pi \cdot \sqrt{\frac{\alpha \cdot E}{\sigma_u}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{0,25 \cdot 210\,000}{70}} = 86 \quad (5.49)$$

- *Kontrola vzpěru podle Eulera*

$$\lambda_M > \lambda_{SK} \quad (5.50)$$

$86 > 50,7 \rightarrow$ dále počítám podle Tetmajera

- *Kritické napětí*

$$\begin{aligned} \sigma_{KR} &= a - b \cdot \lambda_{SK} = \sigma_{Kd} - \frac{R_e - \sigma_U}{\lambda_M - 30} \cdot (\lambda_{SK} - 30) = 190 - \frac{190 - 70}{86 - 30} \cdot (50,7 - 30) \\ &= 145,6\,MPa \end{aligned} \quad (5.51)$$

- *Kritická síla*

$$F_{KR} = \sigma_{KR} \cdot S = 145,6 \cdot 301 = 43\,825,6\,N \quad (5.52)$$

- *Vzpěrná bezpečnost podle Tetmajera*

$$k_{TET} = \frac{F_{KR}}{F_1} = \frac{43\,825,6}{5\,643} = 7,8 \rightarrow \text{profil na vzpěr vyhovuje} \quad (5.53)$$

5.7 Radiální ložisko v řetězce

Radiální válečkové ložisko bylo zvoleno z důvodu velké únosnosti. U ložiska je kontrolována živostnost a statická bezpečnost.

- *Otáčky řetězky během jednoho cyklu*

- Zdvih, který vykoná řetězka je $s = 230\,mm$, průměr řetězky $D_p = 81,184\,mm$
- Protože je bráno v úvahu vysouvání i zasouvání, je v čitateli číslo 2

$$n_{\text{řet}} = \frac{2 \cdot s}{o_{\text{řet}}} = \frac{2 \cdot s}{\pi \cdot D_p} = \frac{2 \cdot 230}{\pi \cdot 81,184} = 1,8 \text{ otáčky} \quad (5.54)$$

- **Celkový počet otáček**

- Zadavatelem byl stanoven minimální počet cyklů na $n_{\text{sloup}} = 27\,500$

$$n_{\text{řet.celk}} = n_{\text{řet}} \cdot n_{\text{sloup}} = 1,8 \cdot 27\,500 = 49\,500 \text{ otáček} \quad (5.55)$$

- **Základní trvanlivost ložiska**

V řetězce je ložisko společnosti SKF nesoucí označení NUP 2203 ECP, které má dynamickou únosnost $C = 27,5 \text{ kN}$ a statickou únosnost $C_0 = 21,6 \text{ kN}$ [14]. Je předpokládána nulová axiální síla, proto $P = F_r = F_0$. Aby ložisko vyhovovalo, musí platit

$$L_{10} \geq n_{\text{řet.celk}}$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{23,8}{13,3}\right)^{\frac{10}{3}} = 11,3 \rightarrow 11\,300\,000 \text{ otáček} \rightarrow \text{ložisko vyhovuje} \quad (5.56)$$

- **Statická bezpečnost ložiska**

- $P_0 = F_r = F_1$

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{21,6}{13,3} = 1,6 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (5.57)$$

5.8 Kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem

Toto ložisko musí být schopno přenést velkou radiální (od ozubení) i axiální sílu (v ose šroubu). Z toho důvodu bylo zvoleno dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem společnosti SKF s označením 3304 ATN9. Dynamická $C = 24,5 \text{ kN}$ a statická únosnost $C_0 = 15,6 \text{ kN}$ [15].

- **Celkový počet otáček šroubu**

- Minimální počet cyklů sloupu je $n_{\text{sloup}} = 27\,500$, stoupání šroubu $P = 4 \text{ mm}$ a dráha, kterou urazí matice během jednoho zdvihu $s = 230 \text{ mm}$

$$n_{\text{s.celk}} = 2 \cdot n_{\text{sloup}} \cdot \frac{s}{P} = 2 \cdot 27\,500 \cdot \frac{230}{4} = 3\,162\,500 \text{ otáček} \quad (5.58)$$

- **Radiální síla od ozubení**

- Průměr ozubeného kola $d = 90 \text{ mm}$

$$F_r = \frac{M_1}{\frac{d}{2}} = \frac{110\,000}{\frac{90}{2}} = 2\,444,4 \text{ N} \quad (5.59)$$

- **Ekvivalentní dynamické zatížení [4]**

- Pro $\frac{F_a}{F_r} > 1,14$ je ekvivalentní dynamické zatížení následující:

$$P = 0,57 \cdot F_r + 0,93 \cdot F_a = 0,57 \cdot 2\,444,4 + 0,93 \cdot 14\,811 = 15\,167,5 \text{ N} \quad (5.60)$$

- **Základní trvanlivost ložiska**

- Pro vyhovující ložisko musí platit $L_{10} \geq n_{s,celk}$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{24\,500}{15\,167,5}\right)^3 = 4,2 \rightarrow 4\,200\,000 \text{ otáček} \rightarrow \text{ložisko vyhovuje} \quad (5.61)$$

- **Ekvivalentní statické zatížení [4]**

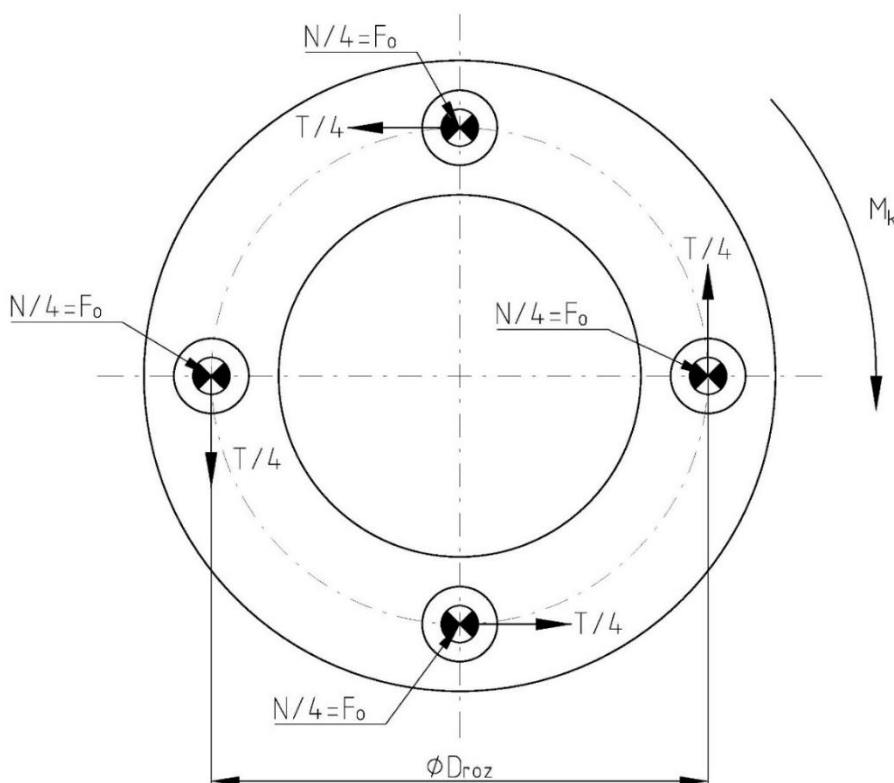
$$P_0 = F_r + 0,526 \cdot F_a = 2\,444,4 + 0,526 \cdot 14\,811 = 10\,235 \text{ N} \quad (5.52)$$

- **Statická bezpečnost ložiska**

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{15\,600}{10\,235} = 1,5 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (5.63)$$

5.9 Přenos kroutícího momentu

Přenos kroutícího momentu z ozubeného kola na pohybový šroub je řešen přes přírubu, která je přivařena koutovým svarem k pohybovému šroubu a čtveřicí lícovaných šroubů. Samotný přenos kroutícího momentu je pomocí tření, které vyvozují šrouby. Na základě experimentu pro zjištění součinitele tření mezi ozubeným kolem a přírubou jsem stanovil hodnotu $f = 0,34$, viz příloha 2.



Obrázek **Chyba! Pomocí karty Domů použijte u textu, který se má zde zobrazit, styl 0.5.6** – Působení sil při přenosu kroutícího momentu

- *Potřebná třecí síla*

- Součinitel bezpečnosti přenosu kroutícího momentu volím $k = 2$
- Roztečný průměr děr je $D_{roz} = 53,5 \text{ mm}$

$$T = \frac{2 \cdot M_k \cdot k}{D_{roz}} = \frac{2 \cdot 110\,000 \cdot 2}{53,5} = 8\,224,3 \text{ N} \quad (5.64)$$

- *Celková normálová síla*

$$N = \frac{T}{f} = \frac{8\,224,3}{0,34} = 24\,189,1 \text{ N} \quad (5.65)$$

- *Potřebná síla na jeden šroub*

- Počet šroubů $i = 4$

$$F_o = \frac{N}{i} = \frac{24\,189,1}{4} = 6\,047,3 \text{ N} \quad (5.66)$$

- *Namáhání šroubu na tah*

- Pro šroub M6 je $d_3 = 4,773 \text{ mm}$ [3]

$$\sigma_t = \frac{F_o}{S} = \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{6\,047,3}{\frac{\pi \cdot 4,773^2}{4}} = 338 \text{ MPa} \quad (5.67)$$

- *Třecí redukovaný úhel φ' a úhel stoupání ψ*

- Součinitel tření v závitu $f_z = 0,2$ [1], úhel profilu metrického závitu $\alpha = 60^\circ$
- Stoupání závitu M6 $P = 1 \text{ mm}$ a $d_2 = 5,35 \text{ mm}$

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{f_z}{\cos(\alpha/2)}\right) = \arctg\left(\frac{0,2}{\cos \frac{60^\circ}{2}}\right) = 13^\circ \quad (5.68)$$

$$\psi = \arctg\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{1}{\pi \cdot 5,35}\right) = 3,4^\circ \quad (5.69)$$

- *Třecí moment v závitech*

$$M_{tz} = F_o \cdot tg(\varphi' + \psi) \cdot \frac{d_2}{2} = 6\,047,3 \cdot tg(13^\circ + 3,4^\circ) \cdot \frac{5,35}{2} = 4\,761 \text{ Nmm} \quad (5.70)$$

- *Namáhání šroubu na krut*

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_{tz}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{4\,761}{\frac{\pi \cdot 4,773^3}{16}} = 223 \text{ MPa} \quad (5.71)$$

- *Redukované napětí podle Guesta, bezpečnost*

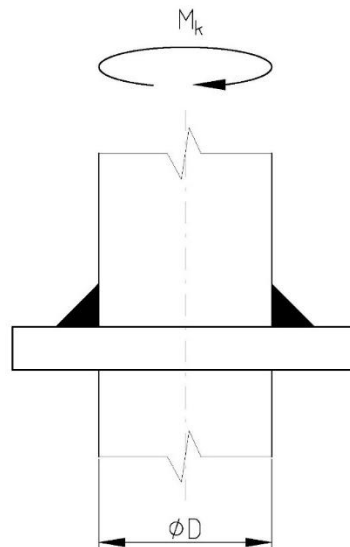
- Šrouby jsou z materiálu 10.9 $\rightarrow R_e = 940 \text{ MPa}$ [16]

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{338^2 + 4 \cdot 223^2} = 560 \text{ MPa} \quad (5.72)$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{940}{560} = 1,7 \rightarrow \text{šrouby vyhovují} \quad (5.73)$$

- *Kontrola svaru*

- Charakteristický rozměr svaru $a_{svar} = 3 \text{ mm}$, $D = 20 \text{ mm}$
- Materiál obou svařovaných součástí je 11 523 s $R_e = 333 \text{ MPa}$



Obrázek 5.7 – Kontrola svaru na šroubu

$$\tau_{//}^{Mk} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{J_{psvar}}{\frac{d}{2} + a}} = \frac{M_k}{\frac{\frac{\pi}{32} [(D + 2 \cdot a_{svar})^4 - D^4]}{\frac{D}{2} + a_{svar}}} = \frac{110\,000}{\frac{\frac{\pi}{32} [(20 + 2 \cdot 3)^4 - 20^4]}{\frac{20}{2} + 3}} = 49 \text{ MPa} \quad (5.74)$$

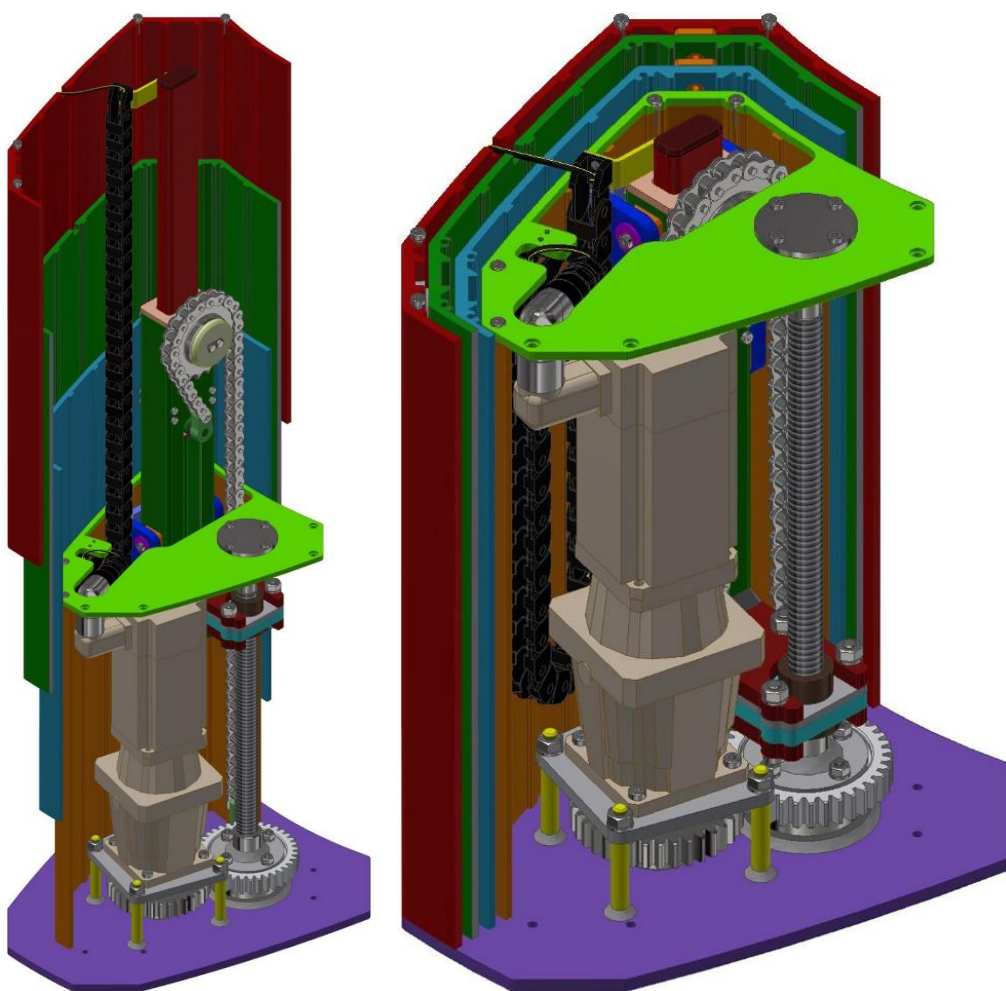
$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{333}{49} = 6,8 \rightarrow \text{svar vyhovuje} \quad (5.75)$$

6. Závěr

Na základě zadání bylo navrženo inovativní řešení teleskopického sloupu zdravotnických zařízení. Počet motorů sloupu byl zredukován na jeden synchronní motor s planetovou převodovkou. Rychlost vysouvání sloupu v zatíženém stavu byl nepatrně zvýšen na 12 mm/s místo dosavadních 11 mm/s. Byl kladen důraz na co největší množství nakupovaných součástí a jednoduše výrobitelných dílů. Rozměry stanovené v zadání byly dodrženy a sloup si tak zachovává kompaktní rozměry v zasunutém stavu. Velkou nevýhodou inovovaného řešení je vysoká cena elektromotoru s planetovou převodovkou.

Součástí výpočtové části je odvození sil, na základě kterých byly dimenzovány jednotlivé součásti vnitřního sloupu. Dále byla zkontrolována kritická místa.

Přílohová část obsahuje výkresy sestavy vnitřního sloupu, svařenec vnějšího profilu a výrobní výkresy profilu, úchytů a čep řetězového kola. Dále lze v příloze najít odvození součinitele tření mezi plastem a ocelovým plechem. Poslední věcí v příloze je kontrola úchytů dvou konců válečkového řetězu.



Obrázek 6.1 - Sestava sloupu v krajních polohách

7. Literatura

Tištěné zdroje

- [1] KALÁB, K. Části a mechanismy strojů: Části pohonů strojů. 1. vyd. Ostrava: VŠB - TU Ostrava, 2012, 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [2] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard Gordon BUDYNAS, HARTL, Martin a Miloš VLK, ed. Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic, sv. 3. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [3] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5. upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4. Tabulky.
- [4] MORAVEC, Vladimír. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005. ISBN 80-248-0878-1. Skripta. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava.

Internetové zdroje

- [5] <https://www.youtube.com/watch?time_continue=5&v=jWxARpHUVrg> [cit. 2019-02-23]
- [6] <<https://www.youtube.com/watch?v=SyN7Uex2PLA>> [cit. 2019-02-23]
- [7] <<https://www.youtube.com/watch?v=yGxCs2ka7HQ>> [cit. 2019-02-23]
- [8] <https://www.youtube.com/watch?time_continue=11&v=butGEnekwYA> [cit. 2019-02-23]
- [9] <<https://www.youtube.com/watch?v=vlnYqbmW1I4>> [cit. 2019-02-23]
- [10] <<https://www.marek.eu/katalog-obrazku/produkt-25381/60326-22402-datasheet-21483-el-n-ozuben-kola-z-plastu-modul-2-5-vst-ikovan-p-m-ozuben-hel-z-b-ru-20-cs.pdf>> [cit. 2019-03-29]
- [11] <<https://eshop.haberkorn.cz/valeckovy-retez-bezudrzbovy-iwis-megalife-i-1-rady-din-8187.html>> [cit. 2019-03-20]
- [12] <<https://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/vyrobky-z-korozivzdornych-a-zaruvzdornych-oceli/vyrobky-z-oceli-korozivzdornych/materialove->

listy/x6crni18-10-austenitické?fbclid=IwAR24RjX86tn9tEnWBq1XRKzh80PTIT31nf0Lr3DgjLw8_shYMO2Mzc20peE> [cit. 2019-04-05]

[13] <https://online.ferona.cz/detail/24510/profil-duty-svarovany-cerny-s-obdelnikovym-prurezem-en-10219-rozmer-40x20x3?fbclid=IwAR3o626cnKrcEkbHGlgOZOBzc2PwQarNK7H4_jVpY2Z6rrQKC0F8DJE0Tt0> [cit. 2019-03-17]

[14] <<https://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings/single-row/index.html?designation=NUP%202203%20ECP&fbclid=IwAR3LP5V2xnhOn5SkEXZWAmkOHrdwiPCdJlx34MMDI6IH04C2b6pc1AVCMmo>> [cit. 2019-04-02]

[15] <<https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/double-row-angular-contact-ball-bearings/double-row/index.html?designati>
on=3304%20ATN9&fbclid=IwAR2xeyykWYOhkyEjSmz0qOivJa_6K-NzYJm89-zlrR-OfH9OiNS4fOlusLE> [cit. 2019-04-02]

[16] <<https://www.sroubamatka.cz/cs/technicke-informace/mechanicke-vlastnosti-ocelovych-sroubu.html?fbclid=IwAR1V5-Wfnd65i1pzYEiDQb84xStQ6wlckcrbOZ9L8AeNuKzyYHEcGA5Sx0>> [cit. 2019-04-07]

[17] BORCAD Medical a.s.

Použitý software

Autodesk Autocad 2018

Autodesk Inventor 2018

Office 365

QuickCAD V2.1.6

Seznam příloh

Výkresová dokumentace

Výkres	Název výkresu	Označení	Formát
Výkres sestavy	Vnitřní sloup	PPB-01-001-01	A1
Výkres svařence	Vnější profil – svařenec	PPB-01-001-01-01	A3
Výrobní výkres	Čep řetězky	PPB-01-001-01-01-01	A4
Výrobní výkres	Úchyt matice	PPB-01-001-01-01-02	A4
Výrobní výkres	Vnější profil	PPB-01-001-01-01-03	A3

Výpočty

Příloha 1 – Výpočet centrálního kvadratického průřezu

Příloha 2 – Odvození součinitele tření

Příloha 3 – Úchyt řetězu 1 a 2

Ostatní

Příloha 4 – Technické parametry servomotoru s planetovou převodovkou

Děkuji Ing. Lukáši Jančarovi za odborné vedení, cenné rady a pomoc při vypracování této práce. Dále bych chtěl poděkovat konstruktérům z BORCAD Medical a.s., a také své rodině za trpělivost a podporu při studiu.